

ISSN 1561-8358 (Print)

ISSN 2524-244X (Online)

УДК 622.232.83-231.322.3:620.178.35(045)(476)

<https://doi.org/10.29235/1561-8358-2018-63-2-192-200>

Поступила в редакцию 03.11.2017

Received 03.11.2017

В. Я. Прушак¹, Д. А. Черноус², О. М. Волчек³¹*Солигорский Институт проблем ресурсосбережения с Опытным производством, Солигорск, Беларусь*²*Белорусский государственный университет транспорта, Гомель, Беларусь*³*Барановичский государственный университет, Барановичи, Беларусь*

ВЛИЯНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ ТРАНСМИССИИ ТЯЖЕЛОНАГРУЖЕННЫХ ПРОХОДЧЕСКИХ МАШИН

Аннотация. Расчет максимальных напряжений при изгибе и контактом взаимодействии зубьев шестерен осуществляется на основе известных соотношений, содержащих стандартным образом определяемые коэффициенты. Предложена новая методика расчетного определения показателей долговечности зубчатой передачи трансмиссии тяжело нагруженных проходческих машин, позволяющая более точно оценить динамическую нагруженность зубьев. В рамках данной методики при вычислении максимальных действующих напряжений вместо удельной окружной динамической силы используются коэффициенты усиления упругого момента, определяемые по амплитудно-частотной характеристике передачи.

Определены максимальные напряжения при изгибе зубьев, дана оценка вероятности безотказной работы технической системы. В качестве примера использования предложенной расчетной методики рассмотрена прямозубая цилиндрическая передача, используемая в приводе исполнительного органа проходческого комбайна. Проведено сопоставление расчетных оценок показателей надежности зубчатой передачи, полученных на основе стандартной методики и с использованием амплитудно-частотных характеристик. На графиках представлены амплитудно-частотная характеристика передачи, полученная с использованием динамической модели трансмиссии, а также кривые функций распределения ресурса передачи с различными циклами нагружения, построенные с использованием предложенной методики. В рассмотренном расчетном примере долговечность передачи для ступенчатого цикла нагружения выше более чем в 2 раза по сравнению с непрерывным циклом нагружения. Показано, что при использовании стандартно вычисляемого коэффициента, учитывающего динамическую нагрузку, расчетные оценки долговечности передачи оказываются значительно завышены. При этом погрешность стандартной методики будет зависеть от диапазона частот, при которых работает передача, и наиболее существенна эта погрешность при работе передачи вблизи собственных частот.

Ключевые слова: показатели долговечности, ресурс зубчатой передачи, динамическая нагруженность, проходческий комбайн

Для цитирования. Прушак, В. Я. Влияние динамической нагруженности на долговечность зубчатой передачи трансмиссии тяжело нагруженных проходческих машин / В. Я. Прушак, Д. А. Черноус, О. М. Волчек // Вест. Нац. акад. наук Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. – 2018. – Т. 63, № 2. – С. 192–200. <https://doi.org/10.29235/1561-8358-2018-63-2-192-200>

V. Ya. Prushak¹, D. A. Chernous², O. M. Volchek³¹*Soligorsk Institute of Resources Saving Problems with Pilot Production, Soligorsk, Belarus*²*Belarusian State University of Transport, Gomel, Belarus*³*Baranovichi State University, Baranovichi, Belarus*

INFLUENCE OF DYNAMIC LOAD ON GEAR TRANSMISSION DURABILITY OF HEAVY-DUTY ROADHEADING MACHINES

Abstract. The article proposes a new method of calculation of the indicators of the durability of the gear transmission of heavy-loaded roadheading machines, allowing a more accurate assessment of the dynamic loading of the teeth. Within the framework of this technique, the elastic moment amplification factors determined by the amplitude-frequency characteristic of transmission are used instead of the specific circumferential dynamic force in the calculation of the maximum operating voltages. The maximum stresses in the bending of teeth and the probability of failure-free operation of the technical system are determined. A spur transmission used in the drive of the Executive body of roadheader is considered as an example of application of the proposed design technique. The comparison of calculated estimations of gear transmission reliability obtained on the basis of the standard method and using amplitude-frequency characteristics is carried out. In the considered design

example durability of transfer for a step cycle of loading is more than 2 times higher in comparison with a continuous cycle of loading. It is shown that using a standard calculated coefficient that takes into account dynamic load, the calculated estimations of the durability of the transmission are significantly overestimated. At the same time, the error of the standard method will depend on the frequency range at which the transmission operates, and this error is most significant when the transmission operates near its own frequencies.

Keywords: durability characteristics, gear transmission durability, dynamic load, roadheading machine

For citation. Prushak V. Ya., Chernous D. A., Volchek O. M. Influence of dynamic load on gear transmission durability of heavy-duty roadheading machines. *Vestsi Natsyyanal'nai akademii navuk Belarusi. Seryya fizika-technichnykh navuk = Proceedings of the National Academy of Sciences of Belarus. Physical-technical series*, 2018, vol. 63, no. 2, pp. 192–200 (in Russian). <https://doi.org/10.29235/1561-8358-2018-63-2-192-200>

Введение. Условия современного производства требуют постоянной оптимизации и модернизации технологического оборудования для повышения экономической эффективности производственных процессов. Данное наблюдение относится, в частности, к горнодобывающему оборудованию, используемому в ОАО «Беларуськалий» [1–4]. Введение инноваций в производственный процесс приводит к необходимости проведения комплексного многопараметрического анализа нового технического решения. Подобный анализ подразумевает оценку как технико-экономических параметров технической системы, так и ее надежности. Основным показателем надежности узлов и агрегатов проходческих комбайнов является долговечность (наработка элемента до отказа) [1, 3]. Для прогнозирования долговечности узлов осуществляется стандартный расчет деталей машин на усталость при нестационарной напряженности и ограниченном ресурсе [1, 5–7]. Основной этап такого расчета – это определение максимального значения интенсивности тензора напряжений, действующих в детали.

Базовым элементом трансмиссий проходческого комбайна являются зубчатые передачи. Расчет максимальных напряжений при изгибе и контактом взаимодействии зубьев шестерен осуществляется на основе известных соотношений [8], содержащих стандартным образом определяемые коэффициенты. Однако при варьировании значений геометрических, кинематических и силовых параметров передачи в достаточно широких диапазонах использование данных коэффициентов не обеспечивает приемлемой точности прогноза максимальных напряжений. В частности, при расчете коэффициента K_v , учитывающего динамическую нагрузку [8, 9], принимается, что сама удельная окружная динамическая сила прямо пропорциональна окружной скорости. Такой подход не позволяет адекватно оценить вибрационную нагруженность шестерен, в особенности вблизи собственных частот передачи [10]. Более адекватными в этом отношении представляются расчетные методики, подразумевающие использование амплитудно-частотных характеристик исследуемой системы [10–12]. В связи со сказанным *целью настоящего исследования* является проведение сравнительного анализа расчетных оценок показателей надежности зубчатой передачи, полученных на основе стандартной методики и с использованием амплитудно-частотных характеристик (АЧХ).

Оценка вероятности безотказной работы технической системы. При нестационарной напряженности долговечность T деталей машин определяется соотношением [6]

$$\lg(T) = \lg(\tilde{T}) + u_P S_{\lg T}, \quad (1)$$

где \tilde{T} – медиальное значение долговечности, соответствующее вероятности разрушения $P = 0,5$ (50 %); u_P – квантиль нормального распределения, соответствующий заданному значению вероятности разрушения P ; $S_{\lg T}$ – среднее квадратичное отклонение логарифма долговечности.

При известном значении u_P вероятность разрушения P и, соответственно, вероятность безотказной работы P_+ будут вычисляться по формулам:

$$P(u_P) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^{\infty} \exp\left[-0,5(x - u_P)^2\right] dx, \quad P_+(u_P) = 1 - P(u_P). \quad (2)$$

Величина $S_{\lg T}$ определяется коэффициентами вариации амплитуды действующего напряжения σ_σ и предела выносливости детали $\sigma_{\sigma-1д}$:

$$S_{lgT} = 0,434m\sqrt{v_{\sigma_a}^2 + v_{\sigma_{-1d}}^2}, \quad (3)$$

где m – показатель степени для кривой усталости $\sigma(N)$ в форме

$$\left(\frac{\sigma}{\sigma_{-1}}\right)^m = \frac{N_0}{N},$$

где σ_{-1} – предел выносливости по кривой усталости; N_0 – число циклов, соответствующее точке перелома на кривой усталости; N – число циклов, которое выдерживает испытуемый образец при амплитуде напряжения σ . Коэффициент вариации определяется как отношение среднего квадратичного отклонения величины к ее среднему значению.

В режиме работы узлов проходческих комбайнов выделяются повторяющиеся блоки нагружения [1]. Эти блоки состоят из r ступеней, характеризующихся заданной циклической частотой f_i (с^{-1}) и амплитудой σ_{ai} (МПа) циклов напряженности ($i = 1 \dots r$). При таком режиме нагружения медиальное значение долговечности \tilde{T} определяется следующим образом [5, 6]:

$$\tilde{T} = t_6 \frac{a_P \bar{\sigma}_{-1d}^m N_0}{N_6 \sum_{(\bar{\sigma}_{ai} > \bar{\sigma}_{-1d})} \bar{\sigma}_{ai}^m v_i} = \frac{a_P \bar{\sigma}_{-1d}^m N_0}{\sum_{(\bar{\sigma}_{ai} > \bar{\sigma}_{-1d})} \bar{\sigma}_{ai}^m v_i} \sum_{i=1}^r \frac{v_i}{f_i}, \quad (4)$$

где t_6 – продолжительность блока нагружения; N_6 – общее число циклов напряженности в блоке; $\bar{\sigma}_{-1d}$, $\bar{\sigma}_{ai}$ – средние значения предела выносливости детали и амплитуды напряжения, соответствующей i -й ступени; $v_i = N_i/N_6$ – относительное число циклов, соответствующее i -й ступени; a_P – сумма относительных усталостных повреждений. Величина a_P определяется по результатам экспериментальных исследований при программном нагружении исследуемой детали в режиме, эквивалентном режиму естественного функционирования [1]. При отсутствии достаточного объема экспериментальных данных для упрощенных расчетов можно использовать следующее соотношение [6]:

$$a_P = \frac{\bar{\sigma}_{a \max} \zeta - K \bar{\sigma}_{-1d}}{\bar{\sigma}_{a \max} - K \bar{\sigma}_{-1d}}, \quad \zeta = \sum_{(\bar{\sigma}_{ai} > K \bar{\sigma}_{-1d})} \frac{\bar{\sigma}_{ai}}{\bar{\sigma}_{a \max}} v_i, \quad (5)$$

где $\bar{\sigma}_{a \max}$ – наибольшее значение амплитуды напряжений в блоке. Коэффициент K в последнем равенстве чаще всего [5] принимается равным 0,6.

Если в блоке нагружения не удастся выделить отдельные ступени напряженности, то устанавливается непрерывная функция распределения амплитудных значений напряжения с плотностью вероятности $\varphi(\sigma_a)$. При этом суммирование в знаменателе правой части равенства (4) заменяется интегралом

$$\sum_{(\bar{\sigma}_{ai} > \bar{\sigma}_{-1d})} \bar{\sigma}_{ai}^m v_i \Rightarrow \int_{\bar{\sigma}_{-1d}}^{\infty} \bar{\sigma}_a^m \varphi(\bar{\sigma}_a) d\bar{\sigma}_a. \quad (6)$$

Коэффициент ζ в (5) будет также определяться интегрированием

$$\zeta = \frac{1}{\bar{\sigma}_{a \max} \int_{K \bar{\sigma}_{-1d}}^{\infty} \varphi(\bar{\sigma}_a) d\bar{\sigma}_a} \int_{\bar{\sigma}_{-1d}}^{\infty} \bar{\sigma}_a \varphi(\bar{\sigma}_a) d\bar{\sigma}_a. \quad (7)$$

Суммирование в числителе правой части равенства (4) определяет так называемый эффективный период процесса T_e (усредненное по блоку нагружения значение периода колебаний). Величина T_e обратна несущей частоте процесса f_0 [7]. При непрерывном изменении средних значений амплитуды напряжений в блоке и изменении циклической частоты в диапазоне от f_{\min} до f_{\max} для вычисления периода T_e необходимо знать функцию спектральной плотности $\Phi(f)$. Тогда

$$T_e = \sum_{i=1}^r \frac{v_i}{f_i} = \frac{1}{\sqrt{\int_0^\infty f^2 \Phi(f) df}} \sqrt{\int_0^\infty \Phi(f) df}. \quad (8)$$

Функция $\Phi(f)$ равна нулю вне области изменения частоты. Для учета дополнительной динамической нагрузки, обусловленной изменением частоты деформирования, предлагается при нормировке функции спектральной плотности в уравнении (8) использовать коэффициенты усиления упругого момента $K_{\text{АЧХ}}(f)$, определяемые по приведенной ($K_{\text{АЧХ}}(0) = 1$) амплитудно-частотной характеристике передачи. При этом в диапазоне частот от f_{\min} до f_{\max} выполняется равенство $\Phi(f) = \Phi_1(f) \cdot K_{\text{АЧХ}}(f)$. Здесь $\Phi_1(f)$ – функция спектральной плотности, нормированная на единицу.

Используя совместно уравнения (1) и (2), установим зависимость вероятности безотказной работы P_+ от величины долговечности T (функцию распределения долговечности):

$$P_T(T) = P_+ \left(\frac{\lg(T) - \lg(\tilde{T})}{S_{\lg T}} \right). \quad (9)$$

Здесь величина $S_{\lg T}$ определяется соотношением (3), а \tilde{T} – соотношением (4) с учетом (5)–(8).

Определение максимальных напряжений при изгибе зубьев. Определение входящих в приведенные соотношения средних значений амплитуд действующих напряжений осуществляется по стандартной методике [8]. В рамках настоящей работы ограничимся оценкой ресурса, обусловленного усталостью зубьев шестерен на изгиб. При этом

$$\bar{\sigma}_a = Y_F Y_\varepsilon Y_\beta \omega_F \mu^{-1}, \quad (10)$$

где Y_F , Y_ε , Y_β – коэффициенты, учитывающие форму зуба, перекрытие зубьев и наклон зуба соответственно; ω_F – удельная окружная сила (Н/мм); μ – модуль зацепления (мм). Амплитуда напряжения в последнем равенстве измеряется в МПа.

Величина ω_F определяется соотношением

$$\omega_F = 2000 M_F (b_\omega d_\omega)^{-1} K_\alpha K_\beta K_v, \quad (11)$$

где M_F – расчетная нагрузка (Н·м); b_ω – рабочая ширина венца (мм); d_ω – начальный диаметр шестерни (мм); K_α , K_β , K_v – коэффициенты, учитывающие распределение нагрузки между зубьями, распределение нагрузки по ширине венца и динамическую нагрузку соответственно.

При использовании стандартной методики расчета величина нагрузки M_F соразмерна максимальному подводимому к шестерни моменту, число циклов действия которого превышает $0,03N_6$. В описанной выше расчетной методике (4)–(8) используются значения амплитуд напряжения, соответствующие каждой отдельной ступени нагружения (данному значению частоты). Поэтому в рамках настоящей работы мы будем использовать «текущие» значения крутящего момента, которые задаются циклограммой работы передачи.

Коэффициент K_v определяется соотношением

$$K_v = 1 + \frac{\omega_{Fv}}{\omega_{Fct}}, \quad \omega_{Fct} = 2000 M_F (b_\omega d_\omega)^{-1} K_\alpha K_\beta, \quad (12)$$

где ω_{Fv} – удельная окружная динамическая сила.

Согласно стандартной расчетной методике значение величины ω_{Fv} вычисляется по формуле

$$\omega_{Fv} = \delta_F g_0 v \sqrt{\frac{a_\omega}{u}}, \quad (13)$$

где δ_F – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля зубьев; g_0 – размерный коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев

шестерни и колеса; $v = \pi \cdot f \cdot d_{\omega} \cdot 10^{-3}$ – окружная скорость (м/с); a_{ω} – межосевое расстояние (мм); u – передаточное число. Если определенная по формуле (13) удельная динамическая сила превысит значение $\omega_{Fv\max}$, то при расчетах принимается $\omega_{Fv} = \omega_{Fv\max}$. Величина $\omega_{Fv\max}$ задается по стандартным таблицам [8] в зависимости от модуля зацепления μ и степени точности передачи по нормам плавности.

Для более точного учета вибрационной нагруженности передачи коэффициент K_v в уравнении (11) заменяется коэффициентом усиления упругого момента $K_{\text{АЧХ}}(f)$. При этом

$$\omega_F = \omega_{F\text{ст}} K_{\text{АЧХ}}(f). \quad (14)$$

Предел выносливости $\sigma_{-1д}$ для шестерни связан с величиной σ_{-1} , определяемой по кривой усталости соотношением

$$\bar{\sigma}_{-1д} = \frac{\sigma_{-1}}{S_F} K_g K_c Y_c, \quad (15)$$

где K_g , K_c , Y_c – коэффициенты учитывающие влияние шлифования переходной поверхности, двустороннего приложения нагрузки, градиента напряжений и чувствительности материала к концентрациям напряжений соответственно; S_F – коэффициент безопасности, учитывающий нестабильность свойств материала, ответственность передачи и способ получения заготовок.

Значения коэффициентов, входящих в равенства (10)–(15), определяются по стандартным графикам и таблицам, приведенным, в частности, в [8].

Пример расчета. В качестве примера использования предложенной расчетной методики рассмотрим прямозубую цилиндрическую передачу, используемую в приводе исполнительного органа проходческого комбайна [1]. Исходные геометрические параметры передачи следующие: модуль передачи $\mu = 20$ мм; число зубьев шестерни $z_1 = 14$; число зубьев зубчатого колеса $z_2 = 22$; рабочая ширина венца $b_{\omega} = 60$ мм. Степень точности передачи по нормам плавности 5-я. Шестерня и зубчатое колесо изготовлены из стали 20Х2Н4А. Твердость поверхности составляет HRC = 58–60, а сердцевины – HB = 360. Параметры выносливости по кривой усталости принимаются равными [9] $N_0 = 4 \cdot 10^6$, $m = 9$, $\sigma_{-1} = 820$ МПа. Экспериментально определенные значения коэффициентов вариации действующих напряжений и предела выносливости шестерни, необходимые для вычисления среднего квадратического отклонения логарифма долговечности (3), составляют соответственно $v_{\sigma} = 0,13$ и $v_{-1д} = 0,08$.

В табл. 1 представлены значения коэффициентов, необходимых для вычисления амплитудных значений действующих напряжений и предела выносливости шестерни. Данные значения определены по справочным данным из [8].

Таблица 1. Коэффициенты для вычисления максимальных действующих напряжений и предела выносливости шестерни

Table 1. Coefficients for calculation of maximum stresses and fatigue limit of a gearwheel

Параметр	Y_F	Y_{ϵ}	Y_{β}	K_{α}	K_{β}	δ_F	g_0 , Н·с/(м·мм ^{1,5})	$\omega_{Fv\max}$, Н/мм	K_g	K_c	Y_c	S_F
Значение	4	1	1	1	1,1	0,016	37	150	0,75	1	0,86	1,7

На рис. 1 представлена амплитудно-частотная характеристика передачи, полученная с использованием динамической модели трансмиссии [13].

Не снижая общности вышеизложенной методики оценки ресурса, в расчетном примере предположим, что в течение цикла нагружения подаваемая на шестерню мощность не изменяется. При этом изменение крутящего момента, а следовательно, и амплитуды напряжения обусловлено изменением частоты вращения. Опишем два режима работы передачи (рис. 1). При первом режиме частота вращения шестерни изменяется от 5 до 8 об/с, при втором – от 18 до 21 об/с. Для обоих режимов зададим одинаковое значение максимального крутящего момента $M_{F\max} = 6000$ Н·м. Тогда текущие значения момента будут вычисляться по формуле

$$M_F = M_{F\max} \frac{f_{\min}}{f}. \quad (16)$$

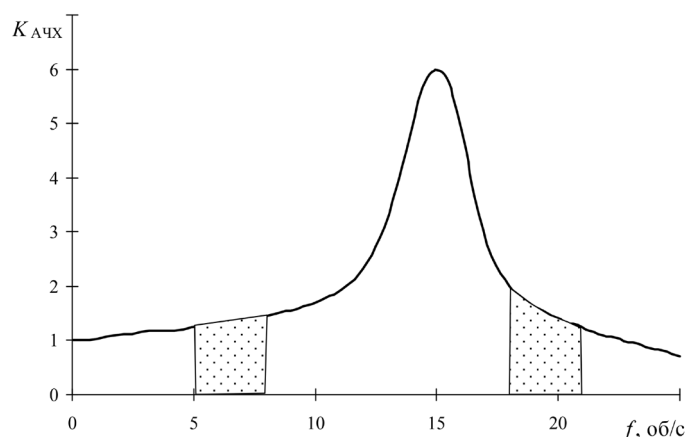


Рис. 1. Амплитудно-частотная характеристика. Выделенные области соответствуют рассматриваемым диапазонам частот

Fig. 1. The amplitude-frequency response characteristic. The highlighted areas correspond to the considered frequency bands

Используя соотношение (16) в уравнениях (10)–(14), установим расчетную зависимость средних значений амплитуд действующих напряжений от частоты $\bar{\sigma}_a(f)$. Значение $M_{F\max}$ выбрано таким образом, чтобы для обоих диапазонов частот выполнялись условия $\bar{\sigma}_{a\max} > \bar{\sigma}_{-1д}$, $\bar{\sigma}_{-1д} > \bar{\sigma}_{a\min} > K\bar{\sigma}_{-1д}$.

Для каждого из режимов рассмотрим два способа изменения частоты и, соответственно, напряжения. При первом способе циклограмма нагружения будет трехступенчатой, а при втором – непрерывной. Циклограмма для первого способа изменения частоты определяется данными табл. 2. Для описания данного цикла достаточно задать массивы значений частот f_i и относительных чисел циклов v_i . Соответствующие значения амплитуд напряжений определяются соотношением $\bar{\sigma}_{ai} = \bar{\sigma}_a(f_i)$.

Таблица 2. Трехступенчатый цикл нагружения передачи

Table 2. The three-stage gear loading cycle

Параметр	Степень		
	1	2	3
f	f_{\min}	$0,5(f_{\max} + f_{\min})$	f_{\max}
n	0,1	0,2	0,7

При непрерывном изменении частоты необходимо определить параметры плотности вероятности $\varphi(\sigma_a)$ распределения амплитудных значений напряжения. В расчетном примере будем рассматривать наиболее характерный для большинства технических систем [6, 7] рэлеевский закон распределения, плотность вероятности для которого выражается формулой

$$\varphi(\sigma_a) = \frac{\sigma_a}{S_\sigma^2} \exp\left(-\frac{\sigma_a^2}{2S_\sigma^2}\right), \quad (17)$$

где S_σ – параметр масштаба, для данного распределения совпадающий с модой.

Параметр S_σ можно определить, зная функцию $\bar{\sigma}_a(f)$. Приравняв усредненное по диапазону частот значение амплитуды напряжений к математическому ожиданию, определенному для функции (17), получим

$$S_\sigma = \sqrt{\frac{2}{\pi} \int_{f_{\min}}^{f_{\max}} \frac{\bar{\sigma}_a(f) df}{f_{\max} - f_{\min}}}. \quad (18)$$

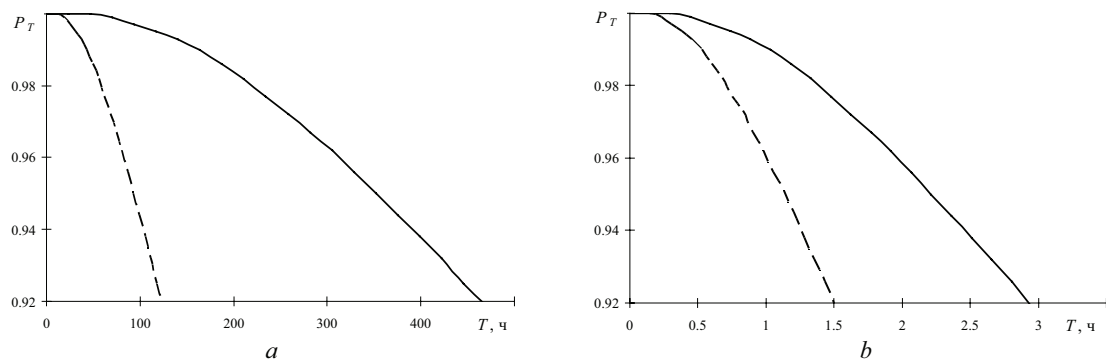


Рис. 2. Расчетные функции распределения ресурса передачи для диапазонов частот от 5 до 8 об/с (а) и от 18 до 21 об/с (б). Сплошные кривые соответствуют трехступенчатому циклу нагружения, пунктирные – непрерывному

Fig. 2. The estimating functions of distribution of transmission resource for frequency bands 5 to 8 Rev/s (a) and 18 to 21 Rev/s (b). The solid curves correspond to three-step loading cycle, the dotted curves – to continuous one

Расчет медиального значения долговечности будем осуществлять на основе двух различных подходов. Методика I (стандартная) – при вычислении средних значений амплитуд действующих напряжений используется коэффициент K_σ , определяемый соотношениями (12) и (13). Методика II (по АЧХ) – удельная окружная сила ω_F определяется уравнением (14), где функция $K_{АЧХ}(f)$ задается амплитудно-частотной характеристикой передачи.

В табл. 3 представлены результаты расчетного определения величины \tilde{T} . Зная величину \tilde{T} и определив среднее квадратичное отклонение логарифма долговечности, можно по формуле (9) установить распределение ресурса передачи $P_T(T)$. Кривые, представленные на рис. 2, построены с использованием методики II. В табл. 3 в скобках указаны определенные по кривым $P_T(T)$ значения долговечности, соответствующие 95%-ной вероятности безотказной работы.

Таблица 3. Результаты расчета медиального значения долговечности и долговечности, соответствующей 95%-ной вероятности безотказной работы (ч)

Table 3. The results of calculation of durability median values and durability corresponded to 95 % probability of failure-free operation (hour)

Диапазон частот	Способ изменения	Расчетная методика	
		I	II
От 5 до 8 об/с	Трехступенчатый	13551 (2038)	2345 (353)
	Непрерывный	7071 (1063)	621 (93)
От 18 до 21 об/с	Трехступенчатый	788 (119)	15 (2)
	Непрерывный	159 (24)	8 (1)

Можно отметить, что расчетные оценки, полученные на основе стандартного подхода, завышены по сравнению с результатами использования более точной методики, учитывающей амплитудно-частотную характеристику передачи. Отмеченное расхождение наиболее существенно при работе передачи вблизи собственных частот. В рассмотренном расчетном примере долговечность передачи для ступенчатого цикла нагружения выше более чем в 2 раза по сравнению с непрерывным циклом нагружения.

Заключение. Изложена методика расчета ресурса зубчатой передачи, в рамках которой используется коэффициент усиления момента, определяемый по амплитудно-частотной характеристике. Показано, что при использовании стандартно вычисляемого коэффициента, учитывающего динамическую нагрузку, расчетные оценки долговечности передачи оказываются существенно завышены. При этом погрешность стандартной методики будет зависеть от диапазона частот, при которых работает передача.

Список использованных источников

1. Прушак, В. Я. Научные основы повышения долговечности быстроизнашивающихся деталей горных машин: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.06 / В. Я. Прушак. – М., 2000. – 324 л.
2. Технологические схемы рудников ПО «Беларуськалий»: состояние, проблемы, перспективы совершенствования / А. Д. Смычник [и др.] // Гор. журн. – 2003. – № 7. – С. 16–20.
3. Анализ и пути повышения надежности отечественного и зарубежного горно-шахтного оборудования / В. Я. Щерба [и др.] // Вестн. Полоц. гос. ун-та. Сер. В, Приклад. науки. – 2005. – № 6. – С. 191–194.
4. Старовойтов, Ю. В. Проблемы реструктуризации калийных рудников Старобинского месторождения / Ю. В. Старовойтов, М. В. Прушак, Т. П. Щерба // Гор. информ.-аналит. бюл. – 2006. – Вып. 1. – С. 45–51.
5. Серенсен, С. В. Руководство по расчету на усталость деталей машин (в вероятностном аспекте) / С. В. Серенсен, В. П. Когаев. – М.: ВНИИНМАШ, 1972. – 48 с.
6. Серенсен, С. В. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность / С. В. Серенсен, В. П. Когаев, Р. М. Шнейдерович. – М.: Машиностроение, 1975. – 488 с.
7. Болотин, В. В. О прогнозировании надежности и долговечности машин / В. В. Болотин // Машиноведение. – 1977. – № 5. – С. 86–93.
8. Зубчатые передачи: справочник / Е. Г. Гинзбург [и др.]; под общ. ред. Е. Г. Гинзбурга. – М.: Машиностроение, 1980. – 416 с.
9. Когаев, В. П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени / В. П. Когаев. – М.: Машиностроение, 1977. – 218 с.
10. Ишин, Н. Н. Динамика и вибромониторинг зубчатых передач / Н. Н. Ишин. – Минск: Беларус. навука, 2013. – 432 с.
11. Старовойтов, Ю. В. Разработка эквивалентной динамической модели и определение амплитудно-частотной характеристики привода исполнительного органа барабанного типа с вертикальной осью / Ю. В. Старовойтов, Н. А. Дакуко // Гор. информ.-аналит. бюл. – 2006. – Вып. 1. – С. 223–231.
12. Старовойтов, Ю. В. Методы и средства снижения динамических нагрузок в приводах выемочных машин / Ю. В. Старовойтов // Гор. механика. – 2008. – № 2. – С. 60–63.
13. Кучик, А. С. Моделирование работы исполнительного органа проходческого комбайна / А. С. Кучик, Е. В. Щерба, О. М. Волчек // Инновации на транспорте и в машиностроении: сб. тр. IV междунар. науч.-практ. конф., Санкт-Петербург, 28–29 апр. 2016 г.: в 2 т. / Нац. минерально-сырьевой ун-т «Горный»; под ред. В. В. Максарева. – СПб., 2016. – Т. 2. – С. 34–37.

References

1. Prushak V. Ya. *Scientific basis of increase of wearing parts durability of mining machines*. Moscow, 2000. 324 p. (in Russian).
2. Smychnik A. D., Zubov V. P., Kalugin P. A., Kirienko V. M. Technological schemes of mines of PE “Belaruskali”: the status, problems and prospects of development. *Gornyi zhurnal = Mining Journal*, 2003, no. 7, pp. 16–20 (in Russian).
3. Shcherba V. Ya., Starovoitov V. S., Starovoitov Yu. V., Zayats I. M. Analysis and ways of increasing of reliability of domestic and foreign mining equipment. *Vestnik Polotskogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya B: Prikladnye nauki = Vestnik of Polotsk State University. Part B. Industry. Applied Sciences*, 2005, no. 6, pp. 191–194 (in Russian).
4. Starovoitov Y. V., Prushak M. V., Shcherba T. P. Issues of restructuring of potash mines of Starobin Deposit. *Gornyi informatsionno-analiticheskii byulleten' = Mining Information and Analytics Bulletin*, 2006, iss. 1, pp. 45–51 (in Russian).
5. Serensen S. V., Kogaev V. P. *Guidance on calculation of fatigue of machine parts (in probabilistic aspect)*. Moscow, VNIINMASH Publ., 1972. 48 p. (in Russian).
6. Serensen S. V., Kogaev V. P., Shneiderovitch R. M. *Bearing capacity and calculation of strength of machine parts*. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1975. 488 p. (in Russian).
7. Bolotin V. V. Simulation of reliability and durability of machines. *Mashinovedenie [Machine Science]*, 1977, no. 5, pp. 86–93 (in Russian).
8. Ginzburg E. G., Golovanov N. F., Firun N. B., Khalebskii N. T. *Gear transmission: Handbook*. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1980. 416 p. (in Russian).
9. Kogaev V. P. *Strength calculations by time-varying stresses*. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1977. 218 p. (in Russian).
10. Ishin N. N. *Dynamics and gear vibration monitoring*. Minsk, Belaruskaya navuka Publ., 2013. 432 p. (in Russian).
11. Starovoitov Y. V., Dakuko N. A. Development of equivalent dynamic model and determination of amplitude-frequency characteristics of vertical axis drum-type actuator. *Gornyi informatsionno-analiticheskii byulleten' = Mining Information and Analytics Bulletin*, 2006, iss. 1, pp. 223–231 (in Russian).
12. Starovoitov Y. V. Methods and means of reducing of dynamic loads on mining machines drives. *Gornaya mekhanika [Mining Mechanics]*, 2008, no. 2, pp. 60–63 (in Russian).
13. Kuchik A. S., Shcherba E. V., Volchek M. O. Operations simulation of executive body of a roadheader. *Innovatsii na transporte i v mashinostroenii: sbornik trudov IV mezhdunarodnoi nauchno-prakticheskoi konferentsii, Sankt-Peterburg, 28–29 aprelya 2016 g. T. 2 [Innovations in transport and mechanical engineering: Proceedings of the IV International scientific-practical conference, St. Petersburg, 28–29 April, 2016. Vol. 2]*. Saints Petersburg, V. V. Maksarov Mining National Mineral Resources University, 2016, pp. 34–37 (in Russian).

Информация об авторах

Прушак Виктор Яковлевич – член-корреспондент Национальной академии наук Беларуси, доктор технических наук, профессор, директор, Солигорский Институт проблем ресурсосбережения с Опытным производством (ул. Козлова, 69, 223710, Солигорск, Минская область, Республика Беларусь). E-mail: ipr@sipr.by

Черноус Дмитрий Анатольевич – кандидат технических наук, доцент кафедры «Техническая физика и теоретическая механика», Белорусский государственный университет транспорта (ул. Кирова, 34, 246653, Гомель, Республика Беларусь). E-mail: belsut@belsut.gomel.by

Волчек Ольга Михайловна – аспирант, Барановичский государственный университет (ул. Войкова, 21, 225404, Барановичи, Брестская область, Республика Беларусь). E-mail: leolya07@mail.ru

Information about the authors

Victor Y. Prushak – Corresponding Member of the National Academy of Sciences of Belarus, D. Sc. (Engineering), Professor, Director, Soligorsk Institute of Resources Saving Problems with Pilot Production (69, Kozlov Str., 223710, Soligorsk, Minsk Region, Republic of Belarus). E-mail: ipr@sipr.by

Dmitry A. Chernous – Ph. D. (Engineering), Associate Professor of the Department of Technical Physics and Theoretical Mechanics, Belarusian State University of Transport (34, Kirov Str., 246653, Gomel, Republic of Belarus). E-mail: belsut@belsut.gomel.by

Olga M. Volchek – Postgraduate Student, Baranovich State University (21, Voikov St., 225404, Baranovich, Brest Region, Republic of Belarus). E-mail: leolya07@mail.ru